

выделения и уточнения отдельных составляющих вибросигнала, моделируемых из гармоник его амплитудного спектра.

При совместном анализе нескольких освобожденных от ложных боковых выбросов спектров, полученных при различных эксплуатационных режимах, упрощается решение задачи определения собственных частот диагностируемых систем [3, 4]. Новая программа для определения собственных частот может сопоставлять БПФ-спектры, имеющие неодинаковое разрешение по частоте.

Методика может применяться и при определении динамической составляющей нагрузки зубчатых передач на основе анализа в частотной и временной областях одновременно снятых сигналов с датчиков виброускорения и тензодатчиков [1, 3]. Программно-методическое обеспечение позволяет определить динамическую составляющую нагруженности как тензометрируемого, так и других зубьев трансмиссии.

Литература. 1. Создание микропроцессорного комплекса для диагностики технических систем. Часть I. Диагностический микропроцессорный комплекс и методическое обеспечение экспериментальных исследований вибраций и динамической нагруженности приводных механизмов на основе зубчатых передач: Оперативно-информ. материалы / Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Басинюк В.Л., Берестнев Я.О. / Акад. наук Беларуси. Ин-т надежности машин. – Минск, 1996. – 57 с. 2. Берестнев Я. О. Методика получения уточненных спектральных характеристик вибрации для механизмов циклического действия // Весці Акад. навук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 1998. – № 2. – С. 31- 35. 3. Berestnev Ya. O., Ishin N. N. Instrumental identification of dynamic system parameters // 2nd International Conference on Computer Methods and Inverse Problems in Nondestructive Testing and Diagnostics. Proceedings. Minsk, 20-23 October 1998. / DGZfP. – Berlin, 1998. – P. 99-106. 4. Берестнев О.В., Берестнев Я.О., Ишин Н.Н. Новый метод аппаратно-программного определения собственных частот приводных механизмов // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике: Сб. ст. – Мн.: УП "Технопринт", 2001. – С. 45-48.

УДК 621.833:621.785.532-192

И.И. Гришкевич, В.И.Моисеенко

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ АЗОТИРУЕМЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ИНДМАШ НАНБ

Минск, Беларусь

В современном машиностроении проблема создания высоконагруженных крупномодульных зубчатых колес и других крупных поверхностно упрочняемых деталей, отличающихся высокими характеристиками надежности, определяется, в основном, уровнями равнопрочности и точности элементов их рабочих поверхностей.

Рост грузоподъемности карьерных самосвалов привел к увеличению размеров и веса зубчатых колес с внутренним зацеплением. Диаметр колес вплотную приблизился к 1500 мм, а ширина зубчатого венца - к 250 мм. Коробление деталей и зубьев цементированных колес указанных размеров достигает 1,5 мм, что соизмеримо с глубиной цементации. Устранить последствия деформации указанной величины и получить пригодные к эксплуатации детали практически невозможно. Это обусловлено как дефици-

том оборудования для шлифования колес с внутренним зубом, так и неизбежным в этом случае подрезанием ножки зуба, приводящим к значительной концентрации напряжений и снижению несущей способности материала. Поэтому зубчатые колеса рассматриваемых типа и габаритов обычно изготавливают азотированными. Этот процесс практически исключает деформации при термоупрочнении. К недостаткам азотирования следует отнести низкую твердость сердцевины деталей, а также неоднородность свойств упрочненного поверхностного слоя, что приводит, в конечном счете, к снижению несущей способности упрочненной поверхности по сравнению с цементацией. Способы увеличения твердости металла сердцевины деталей при азотировании известны [1, 7]. Чаще всего это закалка после азотирования или использование специальных сталей – нитролоев – твердеющих при азотировании. Значительно менее изучены химическая, структурная и механическая неоднородность, формируемого при химико-термической обработке (ХТО) слоя. Это фундаментальные познания, без накопления и использования которых трудно создать процессы термообработки, альтернативные цементации, отличающиеся своей универсальностью и более низкой энергоемкостью и трудоемкостью. Задача обеспечения однородности при ХТО связана в первую очередь с закономерностями взаимодействия и диффузии элементов в зернограницных объемах зерен реальных конструкционных сталей.

Анализ двойных и многокомпонентных систем на основе меди свидетельствует, что и при азотировании могут проявляться эффекты зернограницной концентрации меди. Азот не растворяется в меди. Это не может не сказаться на процессах его диффузии при азотировании. Поскольку азотирование происходит при существенно более низких температурах, чем цементация, роль границ здесь может возрасти более существенно, чем при цементации.

Малая толщина азотированного слоя, высокая его твердость и наличие в азотированном слое хрупких фаз, в первую очередь ϵ -фазы, предъявляют особые требования к однородности упрочняемого слоя как в части обеспечения его поверхностной твердости, так и формирования эффективной глубины слоя с минимальными градиентами микротвердости.

Таким образом, при изготовлении азотированных колес важное значение приобретают факторы и технологические процессы, способствующие снижению и выравниванию концентрации меди на границах зерен, что до последнего времени не всегда учитывалось при производстве азотированных колес.

Наиболее благоприятное распределение меди на границах стали, упрочняемой за счет диффузии элементов нерастворимых в меди, достигается в материале, закристаллизовавшемся в виде мелкостволчатых кристаллов. Наилучшие результаты в части максимальных значений абсолютной и эффективной глубин слоя и его поверхностной равнопрочности достигаются на стали, полученной электрошлаковым литьем, обладающей мелкодисперсной структурой, сформированной преимущественно из дендритов I порядка с расстоянием между осями указанных дендритов не более 0,3–0,4 мм.

Предел выносливости при расчете на изгиб азотированных зубчатых колес рекомендуется определять по различным эмпирическим формулам в зависимости от твердости сердцевины детали:

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 12HRC^{\text{сердц.}} + 290; /9/ \quad (1)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 21HRC^{\text{сердц.}} + 43; /6/ \quad (2)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 190HRC^{\text{сердц.}} + 430; /10/ \quad (3)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 12HRC^{\text{сердц.}} + 300; /3, 4/ \quad (4)$$

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 18HRC^{\text{сердц.}} + 50; /5/ \quad (5)$$

минимальный износ рабочих поверхностей. Кроме того, должна быть обеспечена высокая поверхностная твердость (65-67 HRC) и минимальная шероховатость поверхностей качения.

Существующие методы расчета долговечности базируются на том, что у подшипника отсутствует предел выносливости и при любой даже незначительной нагрузке накапливаются повреждения, приводящие к разрушению подшипника. Полученные различными исследователями результаты испытаний свидетельствуют о значительном влиянии на ресурс подшипников условий и режимов смазки. При этом долговечность может изменяться в 100 и более раз при постоянной нагрузке в зависимости от качества смазки контактирующих поверхностей. На рис.1 показан график изменения долговечности подшипников в зависимости от нагрузки и условий смазки, построенный по результатам экспериментальных исследований. Графики показывают, что при хорошей степени очистки масла и относительно небольшой нагрузке ($C/P > 20$) наблюдается практически неограниченный ресурс и кривая усталости становится горизонтальной. При больших нагрузках главным фактором повреждения является контактное выкрашивание, влияние износа относительно невелико, а отклонение кривых усталости с различными условиями смазки носит минимальный характер. С уменьшением нагрузок растет доля износа в факторе повреждения и увеличивается разброс кривых усталости. Для учета влияния смазки на долговечность в расчет вводится коэффициент смазки, зависящий от нагрузки и степени очистки масла

$$k_{см} = f(\eta, P),$$

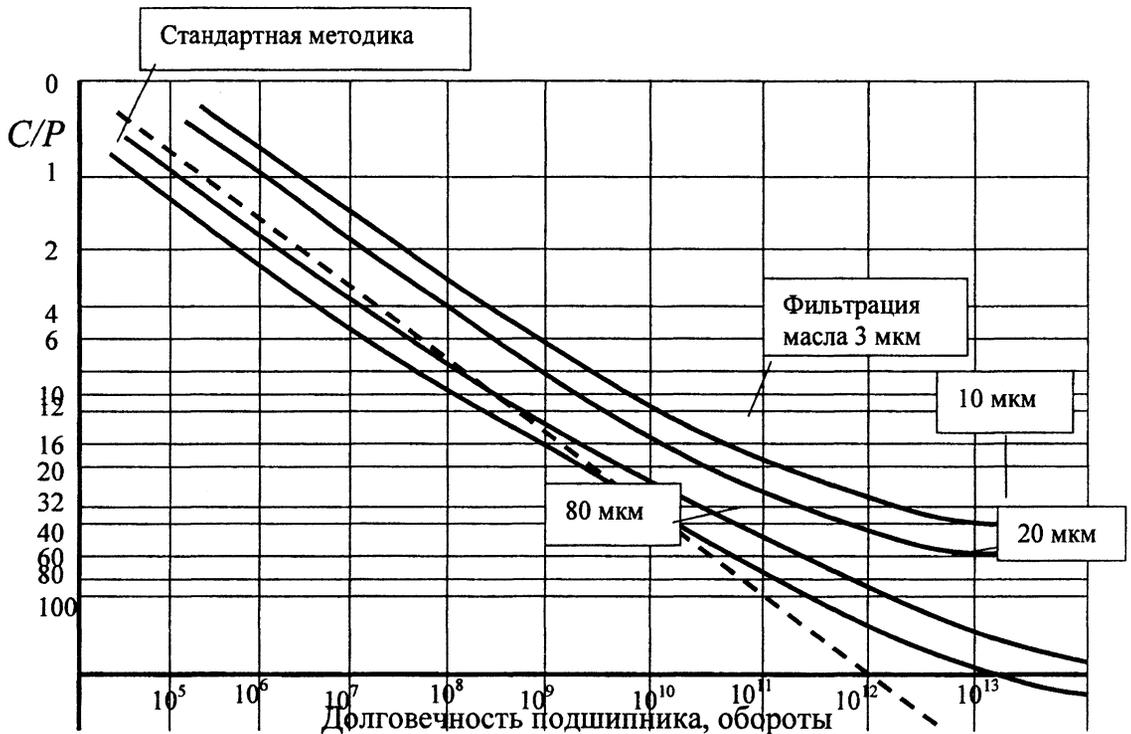


Рис. 1

$$\sigma_{F\text{limb}}^0 = 11HRC_{\text{сердц.}} + 270 ; /8/ \quad (6)$$

Примечание: в выражении 1.3 величины даны в кгс/мм² в остальных в МПа

С целью уточнения предела выносливости при изгибе для деталей с азотированной поверхностью были изготовлены образцы по ГОСТ 23026-78. Из данной партии 15 образцов с твердостью сердцевины 255HV₅ (26HRC), при этом твердость азотированной поверхности 603-613HV₅ (партия №1), другие 15 образцов были предварительно закалены до твердости сердцевины 321HV (33HRC) и твердостью азотированной поверхности 701-713HV₅ (партия №2).

При закалке образцов партии №2 проводилась защита поверхности от окисления, с помощью пасты не содержащей медь.

Образцы испытывались на стенде (рис. 1) с частотой $f=25$ Гц. Испытания образцов проводились с коэффициентом асимметрии цикла $R_\sigma=0$ с азотированным слоем, работающим на растяжение.

Схема установки для испытаний образцов на изгибную усталость

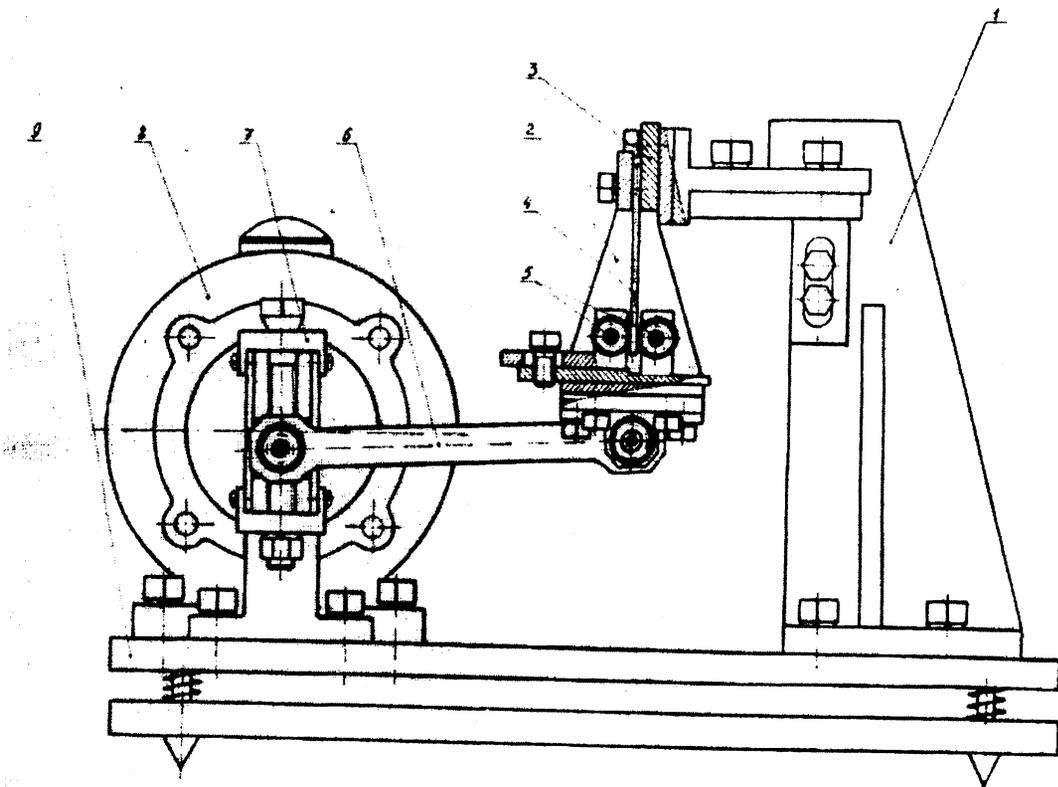


Рис. 1

Как показали испытания и статистическая обработка их результатов (рис. 2), полученные значения пределов выносливости данных образцов выше, чем рассчитанные по формулам (1-6) (табл. 1)

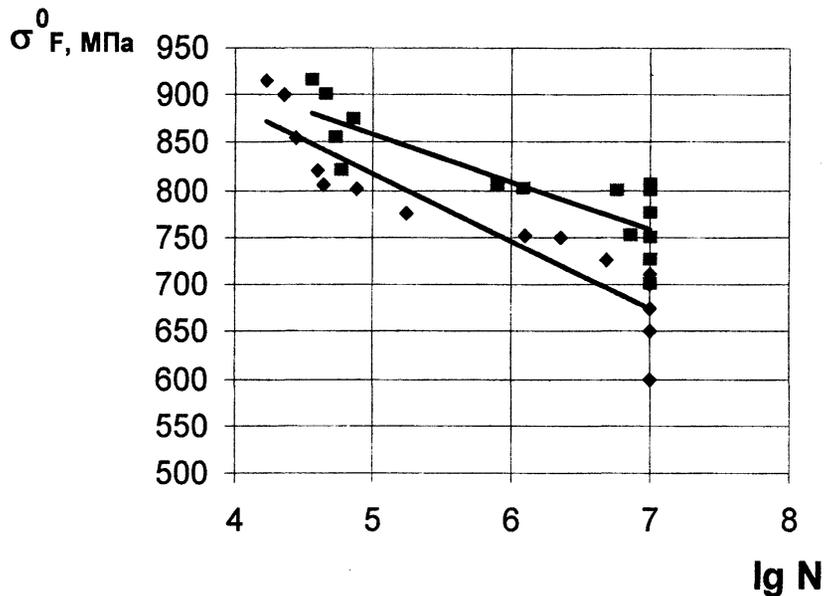
Таблица 1

Пределы выносливости в зависимости от твердости сердцевины

Твердость сердцевины, HRC	№ расчетной формулы					
	1	2	3	4	5	6
26	602	589	537	612	518	556
33	686	736	670	696	644	633

Кривые усталости азотированных образцов с твердостью сердцевины 26HRC и 33HRC

■ - кривая усталости образцов с твердостью сердцевины 33 HRC



◆ - кривая усталости образцов с твердостью сердцевины 26 HRC

Рис. 2

По результатам испытаний, для уточнения предела выносливости азотированных образцов из стали типа 30XHM, можно получить эмпирический коэффициент расчета предела прочности при изгибе. Для этого представим зависимость предела выносливости в виде:

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = x HRC^{\text{сердц.}} + y \quad (7)$$

Теперь подставим в зависимость 7 полученные значения пределов выносливости и твердости сердцевины и получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} 670 &= x26 + y \\ 760 &= x33 + y \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

В результате решения данной системы был получен эмпирический коэффициент расчета предела прочности при изгибе, уточненный для стали типа 30XHM:

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 15 HRC^{\text{сердц.}} + 270 \quad (9)$$

Результат исследований показал, что предел выносливости стали с более однородной структурой и повышенной твердостью сердцевины больше, что и предопределило применение данной азотированной стали, как альтернативу замене цементированной стали при производстве зубчатых колес, а в особенности при производстве крупногабаритных зубчатых колес с внутренним зубом. В наше время это особенно актуально с появлением ионного азотирования, которое дешевле процесса цементации.

Для проверки данного предложения в эксплуатации, была создана азотированная коронная шестерня 7540-2405050 с предварительной закалкой в штампе, как альтернатива замены серийно выпускаемых цементированных шестерен. Азотированная коронная шестерня 7540-2405050 проходит сравнительные эксплуатационные испытания с цементированной шестерней установленных на одну ось самосвала «БелАЗ-7540» в

ОАО «Доломит» (г.п. Руба, Витебская обл.). Эксплуатационные испытания показали положительные результаты и за два года эксплуатации пройдено более 60 тыс.км.

Литература. 1.Гудремон Э. Специальные стали. В 2 т. М.: Металлургия, 1966. – 736 с. 2.Дриц М.Е., Бочвар Н.Р., Грузей Л.С. и др. Двойные и многокомпанентные системы на основе меди: Справочник.- М.: Наука, 1979. – 248 с. 3.Иванов М.Н. Детали машин. М.: «Высшая школа», 1991. – 384 с. 4.Иосилевич Г.Б. Детали машин. М.: «Машиностроение», 1988. – 368 с. 5.Кудрявцев В.Н. Детали машин. Л.: «Машиностроение», 1980. – 464 с. 6.Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справочное пособие. Мн.: «Высшая школа», 1986. – 400 с. 7.Лахтин Ю.М. Металловедение и термическая обработка металлов. Учебник для вузов. 3-е изд. - М.: Металлургия, 1986 - 360 с. 8.Машиноведение. Энциклопедия. Т.IV-1. Под ред. Фролова К.В. М.: «Машиностроение». 1995г. 9.Решетов Д.М. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989 – 496 с. 10.Справочник металлиста. В 5-ти т. Т.1 Изд. 3-е, перераб. Под ред. С.А.Чернавского и В.Ф.Рещикова. М.: Машиностроение, 1976. – 768 с.

УДК 681.326.34

Глазунова А.А., Басинюк В.Л., Калевич А.И.

СТЕНДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИ НАГРУЖЕННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ КОНТЕЙНЕРОВ С ПОВЫШЕННОЙ ВИБРОЗАЩИТОЙ

*ИДМАШ НАН Беларуси
г. Минск, Беларусь*

В настоящее время определение параметров надежности при действии ударных нагрузок решается несколькими путями, и основным из них являются стендовые испытания. Стендовые испытания позволяют решить ряд конструкторских и технологических задач и обладают достаточной информативностью, т.е. позволяют оценить влияние большого числа случайных факторов по сравнению с расчетными методами.

Целью настоящей работы является оценка эффективности и целесообразности принятой модели транспортного контейнера с повышенной виброзащитой при воздействии динамических нагрузок.

Основным требованием при организации испытаний является соответствие нагрузок, действующих при транспортировке на контейнер - характеру динамических нагрузок при испытаниях. Поэтому при проведении испытаний основным вопросом является выбор схемы нагружения и нагрузочных режимов. Исходным материалом для этого выбора, как правило, служит анализ характеристики микропрофиля дороги, динамических нагрузок, полученных в эксплуатационных условиях.

Разработана методика проведения испытаний. Испытания проводились на установке, содержащей стенд, стойку питания, пульт управления, соединенные соединительными кабелями. Установка обеспечивает ударно-вибрационное нагружение случайного характера, имитирующее транспортную тряску при перевозках на автомашине. Профиль дороги представляет собой входную функцию, программу, по которой осуществляется работа стенда. Программа записывается при дорожных испытаниях автомобилей по одному из параметров работы интересующего узла (например, ускорение, перемещение) на осциллографную бумагу или магнитную ленту и позволяют приблизить